

도어 충격봉의 형상에 따른 구조 안전 해석

한문식*, 조재웅⁺

(논문접수일 2011. 09. 04, 수정일 2011. 10. 18, 심사완료일 2011. 10. 18)

Structural Safety Analysis According to the Shape of Door Impact Bar

Moon Sik Han*, Jae Ung Cho⁺

Abstract

In this study, the safest model can be selected by the simulation result of structural safety analysis according to the shape of impact bar affected at side door of automobile. The open sectional model of semicircle type has the lowest deformation and stress among 4 kinds of models. As the weight of this model has 30% in comparison with other models, it becomes most economical and stable. As the open sectional model of cap type the highest deformation and stress among 4 kinds of models, it becomes weakest. The closed models with circular and rectangular types has the stress far lower than cap type. The maximum deformation is shown at the center part of impact bar but the maximum stress occurs at the joint part between impact bar and frame.

Key Words : Door impact bar(도어충격봉), Side door(옆문), Open section(개단면), Semicircle type(반월형), Cap type(모자형), Total deformation(전변형량), von Mises equivalent stress(폰미세스 등가응력)

1. 서론

산업이 점차 발전하고 있고, 자동차의 대수가 점차 증가하면서 교통사고로 인한 인명피해 등이 급속도로 증가되고 있다. 따라서 최근의 자동차 개발은 차량의 기본적인 성능은 물론 배기가스 저감이나 소음, 안전성에 대한 관심이 집중되고 있다. 사고를 회피하기 위한 안전장치 ABS(Anti lock Breaking System), TCS(Traction Control System) 등과 사고 시 인체의 상해를 경감하기 위한 승객 보호 장구(에어백, 안전벨트)의 발전과 더불어서 차체자체의 에너지 흡수성을 높여 승객의 안전을 확보하는 연구가 광범위하게 진행되고 있다. 충돌사고 시에는 인체의 상해를 경감시키는데 안전벨트나 에어백 등이 중요

한 역할을 담당하고 있으나 측면 충돌 등에는 취약한 것이 현실이다. 또한 측면 에어백의 경우는 아직 그 효과에 대한 신뢰성이나 기술적인 측면도 많이 부족하며, 광범위하게 보급되어 있지도 않다. 측면 충돌이 전면 충돌에 비해서 협소한 생존 공간으로 인해 사망자의 비율이 다른 충돌에 비해서 높은 것으로 알려져 있다. 따라서 승객에게 위험한 것이 현실이기 때문에 안전대책을 세우기 위해서는 근본적으로 외부의 충격에 대해서 충분한 강성을 가지고 충격량을 효과적으로 흡수하여, 측면 충돌 시 외부로부터 밀려오는 변형을 효과적으로 막을 수 있는 차량의 측면에 대한 보강이 필요하다. 측면 충돌 특성 개선을 위해서 일반적으로 충격봉 등을 자동차의 도어 내부에 장착하게 되며, 도어의 강도를 국내안전법규 104조 및 미연방측면충

* 계명대학교 기계자동차공학과

+ 교신저자, 공주대학교 기계자동차공학부 (jucho@kong.ac.kr)

주소: 331-717 충남 천안시 서북구 부대동 275번지

돌안전법규에서 법규로 규제하고 있다⁽¹⁻⁴⁾. 이에 따라 자동차 제작사에서는 측면 충돌 시의 승객 안전성을 높이고 도어에 해당되는 각종 규제를 만족하기 위해서 도어 내부에 도어 충격봉을 이용하여 강성 및 강도와 충격흡수율을 확보하고 있다⁽⁵⁻⁸⁾. 본 연구에서는 해석프로그램인 ANSYS를 활용한 차량의 옆문에 전달되는 충격봉의 형상에 따른 구조 안전 해석을 수행하여 어떠한 형상이 제일 적절한지를 파악하고자 하였다⁽⁹⁾.

2. 본론





본 연구에서는 측면 충돌에서 영향을 주는 도어 외관구조, 특히 충격봉의 형상에 따른 각종 단면의 특성 도출에 주안점을 두었다. 충격봉은 도어 내부에 장착되는 부품이기 때문에 단면의 폭이 제한을 받게 된다. 본 논문에서는 모델의 폭을 20mm로 기준 하였으며, 원형, 반원형, 모자형, 개단면, 정사각형 등의 총 4가지 모델을 대상으로 충돌 해석을 수행하여 단면 형상 별로 상대적인 충격량 및 변형량을 비교하고자 하였다. 각각의 단면은 반원형을 제외한 동일한 중량을 갖고 있으며, 반원형은 다른 모델들에 비해서 30%정도 가벼우며, 반원형의 중량을 제외한 나머지는 같은 하중 및 경계조건이 되도록 수행하였다. 단면별 형상은 Table 1과 같으며, 또한 해석모델의 형상과 메시는 Fig. 1 및 2와 같다.

이 모델에 대한 구속 조건은 Fig. 3 및 4에서와 같이 4,000N의 힘을 도어의 측면에 가하고 그 안쪽 면을 고정하였다.

충격봉의 재료는 동일하게 구조용 강으로 하였으며, 재료의 물성치 및 절점과 요소의 개수는 Table 2 및 Table 3과 같다. 또한 충돌체는 일반적인 시내 주행 속도로서 28Mph(약 45km/h)로 충돌하고 그 무게는 320kg로 하였다. 충격력을 구하기 위하여 작용 시간은 1sec로 하였고, 그 충격량을 계산하면 식 (1)과 같이 된다.

$$\Delta P = m \cdot v = (260 + 60) \times \left(45 \times \frac{1,000}{3,600} \right) = 4,000 \text{ kg} \cdot \text{m/sec} \quad (1)$$

Table 1 Shapes of section

Section	Shape	Thickness(t)	Length
Circle		2mm	932.4mm
Semicircle		2.75	932.4mm
Cap		2mm	932.4mm
Rectangle		2mm	932.4mm

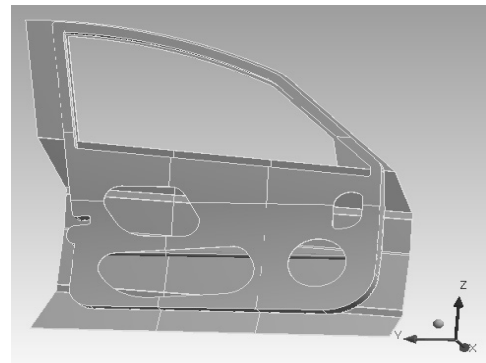


Fig. 1 Configuration of model

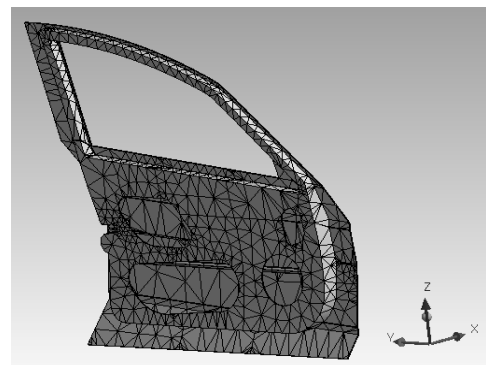


Fig. 2 Mesh of model

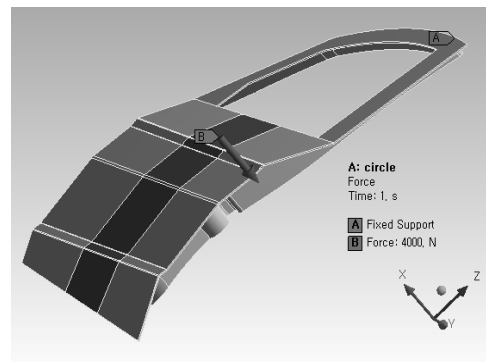


Fig. 3 Forced Condition of model

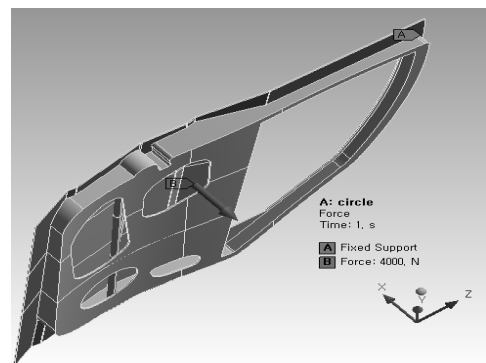


Fig. 4 Fixed Condition of model

Table 2 Material property of model

Material	Steel
Young Modulus	$2 \times 10^{11} \text{N/m}^2$
Poisson Ratio	0.266
Density	$7,860 \text{kg/m}^3$
Thermal Expansion	$1.17 \times 10^{-5} \text{Kdeg}$
Yield Strength	$2.5 \times 10^8 \text{N/m}^2$

Table 3 Nodes and elements of section

Section type	Nodes	Elements
Circle	15,168	7,318
Semicircle	14,783	7,254
Cap	15,240	7,314
Rectangle	15,168	7,318

따라서 충격량에 의하여 가해지는 충격력은 다음과 같다.

$$F = \frac{\Delta P}{\Delta t} = \frac{4,000}{1} = 4,000 \text{kg} \cdot \text{m} / \text{sec}^2 = 4,000 \text{N} \quad (2)$$

2.1 원형 단면의 경우

Fig. 5는 원형 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 변형량을 나타낸 것이다. 충격봉의 중심부 근처에서 $4.153 \times 10^{-6} \text{m}$ 정도의 최대 변형량이 생겼다.

Fig. 6은 원형 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 von-Mises 응력을 나타낸 것이다. 충격봉의 고정부의 끝단에 최대 응력인 $5.8931 \times 10^5 \text{Pa}$ 정도의 응력 값이 나왔다.

2.2 반원형 개단면의 경우

Fig. 7은 반원형 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 변형량을 나타낸 것이다. 원형 모델과 마찬가지로 충격봉의 중심부 근처에서 $3.8862 \times 10^{-6} \text{m}$ 정도의 최대 변형량이 생겼다. 무게에 비해서 가장 적은 변형량을 보였고, 전체의 모델 중에서 가장 적은 변형량을 보였다.

Fig. 8은 반원형 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 von-Mises 응력을 나타낸 것이다. 충격봉의 고정부의 끝단에 최대 응력인 $2.7279 \times 10^5 \text{Pa}$ 정도의 von-Mises 응력이 생겼다. 네 가지 모델 중 가장 작은 최대 응력값이 나온 것을 알 수 있다.

2.3 모자형 개단면의 경우

Fig. 9는 모자형 개단면으로 된 충격봉의 충격 하중에 대하여

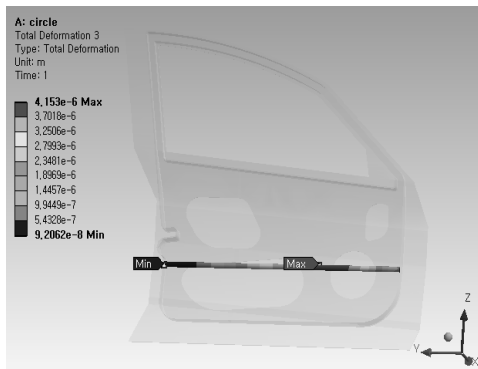


Fig. 5 Total deformation of circular impact bar

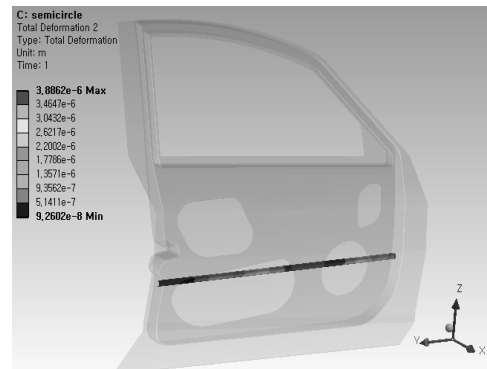


Fig. 7 Total deformation of semicircular impact bar

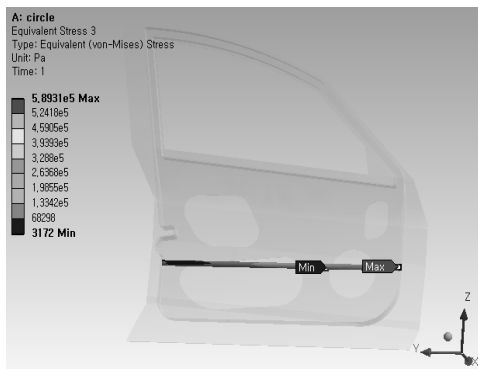


Fig. 6 von-Mises Stress of circular impact bar

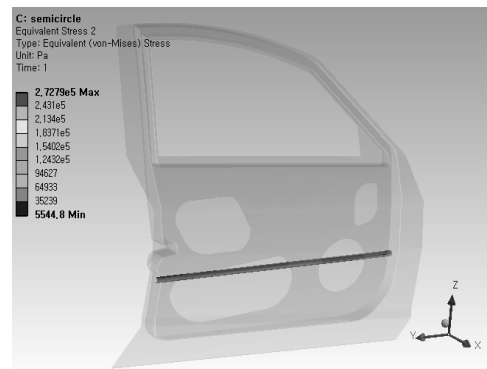


Fig. 8 von-Mises Stress of semicircular impact bar

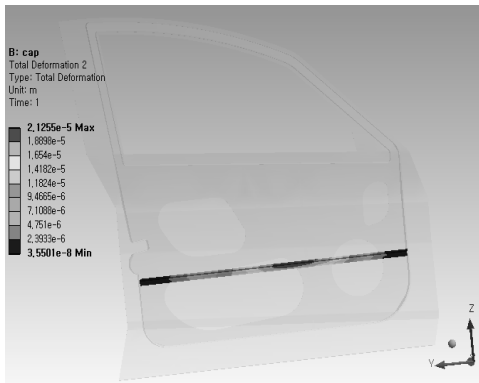


Fig. 9 Total deformation of impact bar as cap type

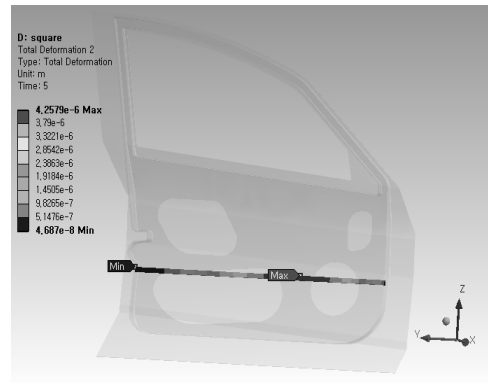


Fig. 11 Total deformation of rectangular impact bar

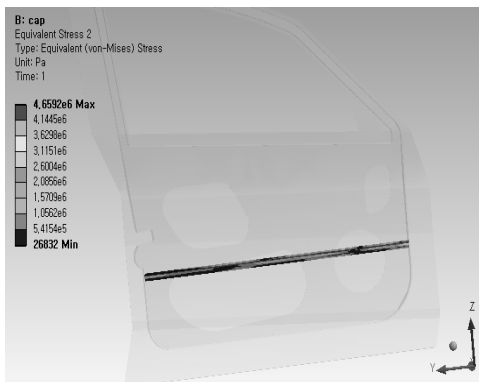


Fig. 10 von-Mises Stress of impact bar as cap type

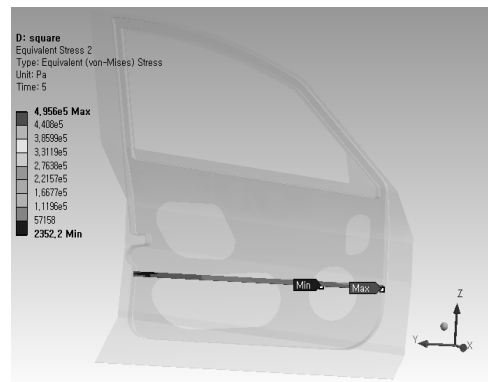


Fig. 12 von-Mises Stress of rectangular impact bar

모델의 변형량을 나타낸 것이다. 충격봉의 중심부 근처에서 $2.1255 \times 10^{-5} \text{m}$ 정도의 최대 변형량으로 전체의 모델 중 가장 많은 변형량의 값이 나왔다.

Fig. 10은 모자형 개단면으로 된 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 von-Mises 응력을 나타낸 것이다. 충격봉의 고정부의 끝단에 최대 응력인 $4.6592 \times 10^6 \text{Pa}$ 정도의 von-Mises 응력이 생겼다. 네 가지 모델 중 가장 큰 최대 응력값이 나온 것을 알 수 있다.

2.4 정사각형 단면의 경우

Fig. 11은 정사각형으로 된 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 변형량을 나타낸 것이다. 충격봉의 중심부 근처에서 $4.2579 \times 10^{-6} \text{m}$ 정도의 최대 변형량을 보였다.

Fig. 12는 정사각형 단면으로 된 충격봉의 충격 하중에 대하여 모델의 von-Mises 응력을 나타낸 것이다. 충격봉의 고정부의 끝단에 최대 응력인 $4.956 \times 10^5 \text{Pa}$ 정도의 von-Mises 응력이 생겼다.

각각의 모델에 대한 최대의 변형량 및 응력을 그래프로 비교한 결과는 Fig. 13과 14와 같다.

위의 그림들을 통해서 알 수 있듯이 본 연구 결과를 종합하여

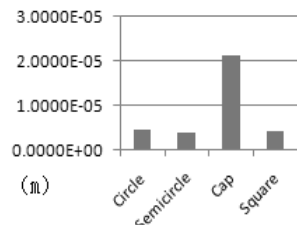


Fig. 13 Maximum deformations of impact bars

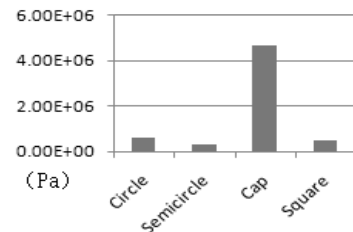


Fig. 14 Maximum von-Mises Stresses of impact bars

보면, 변형량의 경우 반원형면이 가장 적었으며, 원형 \Rightarrow 정사각형 \Rightarrow 모자형의 순서로 나타났다. 중량을 기준으로 본다면 반원형 모델이 가장 적은 중량을 가지고도 가장 적은 변형량을 보이는 것으로 나타났다. 응력의 경우는 반원형 모델이 가장

적은 최대 응력값을 보였으며, 정사각형 ⇒ 원 형 ⇒ 모자형 개단면 순서로 나왔다. 즉 변형량의 경우 반원형 개단면이 가장 적은 변형량을 가지는 것을 알 수 있고, 최대응력의 경우도 반원형 모델이 가장 적은 최대응력을 가지는 것을 알 수 있다. 따라서 컴퓨터 상에서 실제의 시험상황을 시뮬레이션하여 해석적 기법을 이용하면 시험 전 설계단계에서 어느 정도의 문제점을 파악하고 개선안을 도출하는 것이 가능하고, 원가절감 및 신차 개발 시 시간을 단축할 수 있는 매우 유용한 수단이 될 수 있을 것이다.

3. 결론

본 연구를 통하여 차량의 옆문인 도어에 전달되는 충격봉의 형상에 따른 구조 안전 해석을 수행하여 어떠한 형상이 제일 안전한가를 파악하였다. 각각의 4가지 모델들을 시뮬레이션 해석하여 본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 반원형 개단면 모델이 가장 적은 변형량과 응력을 가지는 것으로 나왔으며, 무게도 30%정도 적게 나가기 때문에 경제적이고도 안정적인 것으로 나타났다.
- (2) 모자형 개단면 모델이 변형량과 응력이 가장 많이 작용되어 취약함을 알 수 있었고 원형 및 사각형 모델은 모자형 개단면 모델보다는 훨씬 작지만 서로 비슷한 경향을 보이고 있다.
- (3) 충격봉의 변형량은 중심부에서 크게 나왔으며 변형량과는 다르게 중심부보다는 충격봉과 프레임의 연결부위에서 최대응력이 발생하는 것을 알 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Lee, H. W., Jang, S. K., and Lee, K. Y., 1993, "Bending Deformation Characteristics of Door Impact Bars with Various Sectional Shapes," *Workshop Proceeding of KSME*, pp. 16~23.
- (2) Shin, H. W., and Yang, S. H., 1998, "The Analysis of the Side Door Strength of Sports Utility Vehicle," *Autumn Conference Proceeding of KSME*, Vol. 2, pp. 1070~1075.
- (3) Kim, M. H., Cho, S. S., and Ha, S. K., 1999, "Design and Structural Analysis of Aluminum Bumper for Automobile," *Transactions of the KSAE*, Vol. 7, No. 4, pp. 217~227.
- (4) Cho, J. U., and Han, M. S., 2010, "Structural Analysis on Door Hinge of Car," *Journal of the KSMPE*, Vol. 9, No. 2, pp. 33~39.
- (5) Kim, K. Y., and Cho, C., 1997, "Stress Analysis of Bolted Joint by the Finite Element Method," *1997 Fall Conference Proceeding of KSAE*, Vol. 2, pp. 1025~1030.
- (6) Cho, J. U., and Han, M. S., 2007, "Study on the Dynamic fracture of Rod Impacting on Plate at High Speed," *Transactions of the KSMTE*, Vol. 16, No. 4, pp. 108~112.
- (7) Kim, M. G., Chung, K. H., and Park, C. W., 2004, "Analysis of Structure and Endurance for Cylinder-type Door Closer," *Transactions of the KSMTE*, Vol. 13, No. 3, pp. 91~97.
- (8) Lee, J. S., and Son, E. C., 2006, "Behavior Analysis of Elevator Door," *2006 Fall Conference Proceeding of KSMTE*, pp. 357~361.
- (9) Swanson, J., 2010, *ANSYS 12.0*, ANSYS Inc.